

(51) Int.Cl. <sup>8</sup>	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F 0 2 B 61/06	Z			
29/08	E			
33/36		9332-3G		
F 0 2 D 23/00	P			
29/02	H			

審査請求 未請求 請求項の数7 F D (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平6-197400  
 (22) 出願日 平成6年(1994)7月30日  
 (31) 優先権主張番号 特願平5-245057  
 (32) 優先日 平5(1993)9月30日  
 (33) 優先権主張国 日本(J P)

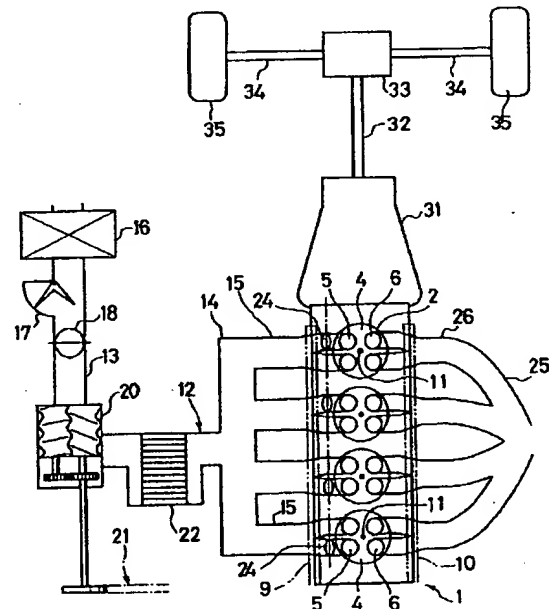
(71) 出願人 000003137  
 マツダ株式会社  
 広島県安芸郡府中町新地3番1号  
 (72) 発明者 後藤 剛  
 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ  
 株式会社内  
 (72) 発明者 杉本 博之  
 広島県安芸郡府中町新地3番1号 マツダ  
 株式会社内  
 (74) 代理人 弁理士 小谷 悦司 (外3名)

(54) 【発明の名称】 機械式過給機付エンジンを備えたパワートレイン

(57) 【要約】

【目的】 機械式過給機付エンジンを備えたパワートレインにおいて、出力を確保し、走行性能を良好に維持しつつ、エンジンの高トルク、低速化による燃費の改善、および信頼性等の向上を図る。

【構成】 機械式過給機20およびインタークーラ22を有し、かつ1気筒につき複数の吸気弁を有するDOHCエンジンと、動力伝達装置とでパワートレインを構成し、吸気弁閉時期を下死点後65°以上の遅閉とし、変速機が最高速段にある状態での動力伝達装置の総減速比を比較的小さい2.1~2.8の範囲とし、最高出力の最高エンジン回転数を6000rpm以下の低くし、上記機械式過給機20の吐出流量を上記最高出力に対応するように設定する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 機械式過給機およびインタークーラを吸気系に配置したエンジンと、動力伝達装置とを備えたパワートレインにおいて、エンジンの吸気弁閉時期をクランク角で下死点後 $65^{\circ}$ 以上とし、最高出力の最高エンジン回転数を $6000\text{rpm}$ 以下とし、上記機械式過給機の最大吐出流量を上記最高出力に対応させるようにエンジン諸元を設定するとともに、動力伝達装置の総減速比を、エンジンに連結される変速機の変速段が最高速段にある状態において2.1～2.8に設定したことを特徴とする機械式過給機付エンジンを備えたパワートレイン。

【請求項2】 上記機械式過給機を内部圧縮タイプとし、エンジンの幾何学的圧縮比を8.5以上としたことを特徴とする請求項1記載の機械式過給機付エンジンを備えたパワートレイン。

【請求項3】 エンジンの排気量を略 $2500\text{cc}$ 以下としたことを特徴とする請求項1または2記載の機械式過給機付エンジンを備えたパワートレイン。

【請求項4】 エンジンが1気筒につき複数個の吸気ポートを有するものであることを特徴とする請求項1乃至3のいずれかに記載の機械式過給機付エンジンを備えたパワートレイン。

【請求項5】 エンジンが1気筒につき複数個ずつの吸気ポートおよび排気ポートを有し、かつ、総吸気ポート開口面積が総排気ポート開口面積よりも大きく設定されているものであることを特徴とする請求項4記載の機械式過給機付エンジンを備えたパワートレイン。

【請求項6】 エンジンが一對のカムシャフトを備えたDOHCエンジンであることを特徴とする請求項4または5記載の機械式過給機付エンジンを備えたパワートレイン。

【請求項7】 変速機の最高速段のギヤ比を1.0未満に設定したことを特徴とする請求項1乃至5のいずれかに記載の機械式過給機付エンジンを備えたパワートレイン。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、機械式過給機付の吸気多弁DOHCエンジンと動力伝達装置とを備えたパワートレインに関するものである。

【0002】

【従来の技術】従来から、機械式過給機によって吸気を過給することにより、吸気の充填量を増大し、エンジンのトルクを高めるようにした過給機付エンジンは一般に知られている。

【0003】また、吸気弁の閉時期を下死点から大きく遅らせることにより有効圧縮比を膨張比よりも小さくして圧縮仕事を少なくする手法（所謂ミラーサイクル）がポンピングロス低減等のために従来から知られている

が、最近、過給機およびインタークーラを備えたエンジンにおいてこのような手法を利用し、ノッキングを抑制しつつトルクアップを図るようにしたものが提案されている。例えば、実開昭63-51121号公報に示されたエンジンでは、吸気通路に過給機およびインタークーラが設けられるとともに、吸気弁閉時期が下死点後 $70^{\circ}$ よりも遅く設定されている。このエンジンによると、有効圧縮比が小さくされることにより、圧縮上死点温度が引き下げられてノッキングおよび排気温度上昇が抑制され、この状態で過給により充填量が高められ、有効にトルクアップが図られる。

【0004】また、上記公報の図面中には、動弁系として、吸気弁用と排気弁用の一對のカムシャフトを備えたDOHCが示されている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】ところで、エンジン出力は変速機、終減速機等からなる動力伝達装置により車輪に伝えられ、エンジンと動力伝達装置とでパワートレインが構成されるが、従来の乗用車等に搭載されているパワートレインは、過給機付エンジンが用いられているものでも、変速機が最高速段にある状態における動力伝達装置の総減速比が3.15程度となるように設定される一方、エンジンの最高出力の最高回転数が $6500\text{rpm}$ 以上の高回転となっている。

【0006】DOHCエンジンでは特に、DOHCにより高速時の動弁性能が向上されることから、エンジンの最高回転数を高くすることで馬力を稼ぐように設定されている。

【0007】このような従来のパワートレインによると、高出力が得られるものの、燃費が良くなく、また騒音、信頼性等の面でも改善の余地があった。

【0008】本発明は、上記の事情に鑑み、出力を確保し、走行性能を良好に維持しつつ、エンジンの高トルク、低速化により燃費を大幅に改善し、信頼性等も向上することができる機械式過給機付エンジンを備えたパワートレインを提供することを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、本発明は、機械式過給機およびインタークーラを吸気系に配置したエンジンと、動力伝達装置とを備えたパワートレインにおいて、エンジンの吸気弁閉時期をクランク角で下死点後 $65^{\circ}$ 以上とし、最高出力の最高エンジン回転数を $6000\text{rpm}$ 以下とし、上記機械式過給機の最大吐出流量を上記最高出力に対応させるようにエンジン諸元を設定するとともに、動力伝達装置の総減速比を、エンジンに連結される変速機の変速段が最高速段にある状態において2.1～2.8に設定したものである。

【0010】この発明において、好ましくは上記機械式過給機を内部圧縮タイプとし、エンジンの幾何学的圧縮

比を8.5以上とする。

【0011】エンジンの排気量は略2500cc以下であることが好ましい。

【0012】また、エンジンが1気筒につき複数個の吸気ポートを有するものであることが好ましい。

【0013】さらに、エンジンが1気筒につき複数個ずつの吸気ポートおよび排気ポートを有し、かつ、総吸気ポート開口面積が総排気ポート開口面積よりも大きく設定されているものであることが好ましい。

【0014】エンジンの動弁系は一对のカムシャフトを備えたDOHCであることが好ましい。

【0015】また、変速機の最高速段のギヤ比は1.0未満に設定することが効果的である。

【0016】

【作用】本発明によると、吸気弁閉時期が遅くされて有効圧縮比が小さくされることによりノッキングが抑制されつつ、機械式過給機で過給が行われることによりエンジントルクが高められ、特にエンジンの低速トルクが有効に高められる。そして、このようにエンジントルクが高められるようにした上で、上記総減速比が適度に小さくされるとともに上記最高回転数が低くされることにより、所定の最大出力が確保されつつ、燃費等に有利な運転条件が得られる。つまり、後に実施例中で詳しく説明するように、従来と比べ、同等の走行状態が得られるエンジン運転域が低速高トルク側となることにより、燃費に有利となる（図5〜図9参照）。さらに、エンジン低速化により、騒音低減および信頼性向上にも有利となる。

【0017】この発明において、上記機械式過給機を内部圧縮タイプとすることにより過給圧を充分に高めることができ、またエンジンの幾何学的圧縮比を8.5以上とすると膨脹比が稼がれ、かつ吸気弁遅閉じにより適度の有効圧縮比が得られ、高トルク化により一層有利となる。

【0018】また、エンジンの排気量を2500cc以下とすると、燃費の面で有利であり、かつ、高過給により高排気量エンジン相当の出力が得られる。

【0019】また、エンジンが1気筒につき複数個の吸気ポートを有するものであれば、吸気ポートが1個のものとは比べて吸気開口面積が大きくなることにより高過給時の吸気抵抗が軽減され、高過給によるトルクアップに有利となる。この場合、エンジンが1気筒につき複数個ずつの吸気ポートおよび排気ポートを有するものであれば、総吸気ポート開口面積が総排気ポート開口面積よりも大きく設定されることにより、吸気抵抗が軽減される。

【0020】さらに、エンジンがDOHCエンジンであると、吸・排気弁配置の自由度が高くなって、吸気ポート開口部分の流通抵抗を小さくするように吸気弁の角度や吸気ポート形状を設定することが可能となることによ

り、高過給時の吸気抵抗軽減により一層有利となる。

【0021】また、変速機の最高速段のギヤ比を1.0未満に設定しておく、エンジンに連結される変速機の変速段が最高速段にある状態における総減速比を2.1〜2.8に設定しても、終減速装置の終減速比が極端に小さくなりすぎることはない。

【0022】

【実施例】本発明の実施例を図面に基づいて説明する。図1および図2は本発明の一実施例による過給機付エンジンを概略的に示している。これらの図において、1はエンジン本体であって、複数の気筒2を備えている。エンジンの幾何学的圧縮比は8.5以上の高圧縮比とされている。

【0023】上記各気筒2には、そのシリンダボアに挿入されたピストン3の上方に燃焼室4が形成されている。この燃焼室4には、複数の吸気ポートが開口し、例えば2つの吸気ポート5が開口しており、さらに2つの排気ポート6が開口している。上記各吸気ポート5の開口面積を加えた総吸気ポート開口面積は、上記各排気ポート6の開口面積を加えた総排気ポート開口面積よりも大きく設定されている。上記各吸気ポート5および各排気ポート6は吸気弁7および排気弁8によりそれぞれ開閉されるようになっている。

【0024】上記吸気弁7および排気弁8を駆動する動弁機構は、シリンダヘッド上に吸気弁用および排気弁用の一对のカムシャフト9、10を有し、各カムシャフトに配設されたカムにより吸気弁7および排気弁8を直接駆動するように構成され、つまりダイレクト駆動のDOHCとなっている。

【0025】また、燃焼室4の中央部には点火プラグ11が配置されている。つまり、当実施例のエンジンはガソリンエンジンである。

【0026】12は上記エンジン本体1に対して吸気を供給する吸気通路であり、上流側の共通吸気通路13と、下流側の吸気マニホールド14とからなっている。上記吸気マニホールド14は、気筒別の独立吸気通路15を有し、各独立吸気通路15の下流側は仕切壁により2つの通路に分割されて、上記各吸気ポート5に連通している。

【0027】上記共通吸気通路13には、エアクリーナ16、吸入空気量を検出するエアフローメータ17、図外のアクセルペダルの踏み込みに応じて作動するスロットル弁18が設けられるとともに、スロットル弁18の下流に機械式過給機20が設けられている。この機械式過給機20は、望ましくは内部圧縮型のものが用いられ、図示の実施例ではリショルム型過給機が用いられている。そしてこの機械式過給機20は、エンジン出力軸によりベルト等の伝動機構21を介して駆動されるようになっている。さらに、この過給機20の下流にインタークーラ22が設けられている。

【0028】また、上記各独立吸気通路15には、燃料を噴射供給するインジェクタ23が配設されている。なお、必要に応じ、各独立吸気通路15の下流側において一方の吸気ポート5に通じる通路に、低負荷域等で閉じる開閉弁24を設けておいてもよい。また、上記排気ポート6には、排気マニホールド25の気筒別の排気通路26が連通している。

【0029】このようにしてDOHC吸気多弁の過給機付エンジンが構成され、このエンジンと動力伝達装置とでパワートレインが構成されている。上記動力伝達装置は、エンジンの出力側に接続された変速機31と、この変速機31の出力側に推進軸32を介して接続されたデファレンシャル等からなる終減速装置33とを備え、終減速装置33に連結されたアクスルシャフト34を介して車輪35に駆動力が伝達されるようになっている。

【0030】なお、上記エンジンにおいて、吸気ポート6は1気筒について1個であってもよく、また、動弁機構はDOHC以外（例えばSOHC）であってもよいが、後述のように高過給時の吸気抵抗軽減のためには、吸気ポートを1気筒について複数個設けるとともに、動弁機構をDOHCとすることが好ましい。

【0031】このようなパワートレインにおいて、エンジンの吸気弁7の開時期ICと、変速機31が最高速段にある状態における動力伝達装置の総減速比と、最高出力（最高馬力）の最高回転数と、機械式過給機20の最大吐出量とが、次のように設定されている。なお、以下に総減速比というときは、変速機31が最高速段にある状態における動力伝達装置の総減速比、つまり変速機1の最高速段の変速比と終減速装置33による終減速比とを合わせた減速比を意味する。

【0032】図3は上記吸気弁7のバルブリフト特性ICを概略的に示しており、この図のように、吸気弁7は上死点TDC付近で開弁し、下死点BDCを過ぎてから閉弁するが、この吸気弁閉時期ICは一般のエンジンと比べて大きく遅られ、ABDC65°CA以上で、好ましくはABDC100°CAまでの範囲に設定されている。なお、ABDCは下死点後を意味し、CAはクランク角を意味する。

【0033】ここでいう吸気弁閉時期ICは、実質的に吸気弁が閉じられるとみなされる時期であり、例えばバルブリフト特性ICにおけるランプ部の高さに相当する微小リフト量まで閉じた時期とし、本実施例では0.4mmリフト時をもって吸気弁閉時期としている（図4参照）。

【0034】上記吸気弁閉時期ICをABDC65°CA以上に遅く設定しているのは、後述の圧縮上死点温度引下げによるノッキング抑制等の効果を充分に発揮させるためであり、ABDC100°CAまでとしているのは、これより閉時期が遅れると圧縮上死点温度が始動限界を下回って始動困難となる懸念があるからである。

【0035】また、動力伝達装置の総減速比は2.1～2.8に設定され、例えば変速機1として4速（オーバートップ）の変速比が約0.7の4段変速自動変速機が用いられる場合に、終減速装置による終減速比が約3.0～4.0の範囲に設定されている。また、エンジンの最高出力での最高回転数は6000rpm以下に設定されており、上記最高出力が得られるように機械式過給機の最大吐出流量が設定されている。これらの設定を従来のこの種のパワープラントと比較すると、従来において動弁機構にDOHCを用いたものでは、動力伝達装置の総減速比が3.15程度、最高出力の最高回転数が6500～7500rpm程度となっており、これと比べて本発明のパワープラントは総減速比が小さく、最高出力の最高回転数が低くなっている。

【0036】このパワープラントは乗用車に搭載され、従って、車輪35のタイヤサイズは一般の乗用車に用いられている程度のものであって、その有効半径は0.27～0.32m程度である。

【0037】このようなパワープラントによると、吸気弁閉時期をABDC65°CA以上に遅くしたことと過給機20およびインタークーラ22を備えていることにより、ノッキング等が抑制されつつエンジントルクが高められる。

【0038】つまり、過給機20による過給空気がインタークーラ22で冷却されて燃焼室に供給されるとともに、吸気弁閉時期が遅くされることで有効圧縮比が膨張比と比べて小さくなり、圧縮上死点温度が引き下げられる。とくに、エンジンの機械的圧縮比を一般の過給機付エンジンの幾何学的圧縮比（7.5～8.5）よりも高い8.5以上とすると、熱効率が高められるとともに膨張比が稼がれ、このようにした上で、吸気弁閉時期ICをABDC65°CA以上に遅くすることにより、適度に有効圧縮比が引き下げられる。

【0039】このような作用により、高過給時のノッキングおよび排気温度の上昇が抑制され、過給によるトルクアップが可能となる。そして、過給機として機械式過給機20を用い、とくにリシヨルム型等の内部圧縮型の機械式過給機20を用いることにより、比較的低速側でも充分に過給圧を高めることができる。

【0040】またこの場合に、吸気多弁とすることにより高過給時の吸気抵抗が軽減され、さらに動弁機構をDOHCとすることで吸気抵抗軽減により一層有利となる。つまり、吸気ポート5を1気筒につき複数個設けることで吸気開口面積が大きくなって吸気抵抗が軽減され、吸気ポート5および排気ポート6をそれぞれ1気筒に複数個設ける場合は総吸気ポート開口面積を総排気ポート開口面積よりも大きくすることで充分に吸気抵抗が軽減される。さらに、動弁機構をDOHCとすることで吸・排気弁の配置の自由度が高くなって、吸気ポート開口部分の流通抵抗を小さくするように吸気弁の角度およ

び吸気ポート形状を設定することができる。このため、高過給性能が高められ、大幅なトルクアップが可能となる。

【0041】ところで、本発明のパワートレインにおいては、上記のように低速域でのトルクを高めるようにした上で、総減速比を適度に小さくし、最高出力の最高回転数を低くしていることにより、走行性能を良好に維持しつつ、燃費、信頼性および静音性等を向上するもので、これらの作用を、図5～図11を参照しつつ次に説明する。

【0042】図5は、横軸にエンジン回転数をとり、種々の総減速比について、同等の要求馬力を得るためのエンジンの必要トルクを線B1、B2、B3で示すとともに、要求最大馬力に相当する等馬力ラインAを示している。上記要求最大馬力は従来の一般的な過給機付DOHCエンジンを備えたパワープラントの最大馬力を基準としたもので、具体的には、吸気弁閉時期を遅閉じとせず、かつ総減速比を3.15程度として、最高馬力の最高回転数を信頼性等の面から許容される程度（7500rpm程度）に高くした場合のものである。そして、この程度の最大馬力を得るための必要トルクが、総減速比を3.15とした場合は線B1、総減速比を2.8とした場合は線B2、総減速比を2.1とした場合は線B3のようになる。

【0043】この図において、線B2と線B3との間の範囲（斜線を付して示す）が本発明のパワートレインの総減速比の範囲（2.1～2.8）による場合の上記必要トルクの範囲であり、また、線B1は従来例のパワートレインの総減速比によるものである。

【0044】この図に示されるように、同等の要求最高馬力を得るためには、総減速比が小さくなるほど、必要トルクは高くなるが、上記最高回転数は低くなり、総減速比を2.8以下とすると上記最高回転数は6000rpm以下となる。そして、吸気弁閉時期を遅閉じとしない一般的な過給機付エンジンでは、ノッキングによりトルクアップが制限されるため、エンジントルクを総減速比が2.8以下の場合の必要トルクにまで高めることは困難であるが、上記のように機械式過給機20が用いられるとともに吸気弁が遅閉じとされることにより、エンジントルクが充分に高められて、総減速比が2.8以下の場合の必要トルク（線B2、B3）が得られる。

【0045】この場合に、上記DOHCは、従来では上記最高回転数が6500rpm以上の高速エンジンで動弁系の慣性軽減のために用いられていたのに対し、当実施例では吸気抵抗軽減のために用いられており、DOHCエンジンでありながら上記最高回転数が6000rpm以下とされている。なお、エンジンの馬力と過給機吐出量とは対応するものであり、過給機20の最大吐出量は上記要求最高馬力に対応するように設定されている。

【0046】このように総減速比に応じた必要トルクを

与えて同等の要求最大馬力が得られるようにした場合に、総減速比と燃費との関係は図6のようになり、総減速比と車速を0から100km/hとするまでの加速所要時間との関係は図7のようになる。なお、上記加速所要時間は、走り感を示すパラメータであって、これが短いほど走り感が良い。

【0047】これらの図に基づいて本発明による燃費改善および発進加速性向上の効果について、以下に説明する。

【0048】図6に示すように、総減速比の大きい側では燃費が悪く、ある程度までは総減速比が小さくなるにつれて燃費が良くなって、2.1程度の総減速比で最も燃費が良く、これよりもさらに総減速比が小さくなると燃費が悪化する傾向となる。その理由を図9によって説明すると、燃費と運転状態との関係としては、図9の等燃費曲線に示すように、比較的低回転高負荷の領域で燃費が最も良くなる。そして、従来のパワープラントによると最良燃費領域よりも高回転側で運転されることが多いのに対し、上記総減速比を小さくしていくと、使用頻度の高いエンジン回転数が低下して最良燃費領域に近づく。

【0049】より具体的に説明すると、図5中に示すように、従来のもの（線B1）よりも総減速比を小さくして、それに伴い高くなる必要トルクを高過給で達成するようにした本発明によると、従来のものと比べ、同等の走行（馬力および車速等が同等）を行なうための運転状態が低速高トルク側に移行し、従って使用頻度の高い常用運転域も矢印で示すように低速高トルク側に移行し、図9中の最良燃費領域に近づく。このため、燃費が改善されるのである。

【0050】ただし、総減速比を小さくし過ぎると、最良燃費領域よりもさらに低回転側で運転されることにより、燃費が悪化することとなる。

【0051】また、図7に示すように、上記加速所要時間は、総減速比の小さい側では長く、ある程度までは総減速比が大きくなるにつれて短くなって、2.8程度の総減速比で最も短くなり、これよりもさらに総減速比が大きくなると増加する傾向となる。その理由を図10によって説明する。図10は、総減速比に関連する終減速比を変えることで加速による車速上昇がどのように変動するかを示すものであって、同じ変速機で終減速比がFGR1、FGR2、FGR3の各場合（ただしFGR1<FGR2<FGR3）における最大加速時の0から100km/hまでの車速変化を模式的に示している。この図のように、終減速比がFGR1からFGR2に変わった場合は、変速回数が同じであって終減速比が大きくなるにつれて車速上昇が速くなるため加速所要時間が短くなるが、さらに終減速比がFGR3まで大きくなると、変速回数が増加するため、その変速の時間ロスおよび高速段での加速性の低下により、加速所要時間が増加する

こととなる。つまり、従来と比べて本発明は発進加速性能が高められることとなる。

【0052】上記の図6および図7に示す総減速比と燃費および加速所要時間との関係を、縦軸を燃費、横軸を加速所要時間として表すと図8のようになる。この図から明らかなように、総減速比が2.1~2.8の範囲では、総減速比の変化に伴って走り感もしくは燃費が良好となるが、総減速比が2.8よりもさらに大きくなった場合や、総減速比が2.1よりもさらに小さくなった場合は、走り感および燃費の双方が悪化方向に変化する。

【0053】従って、総減速比を2.1~2.8の範囲とすることにより、燃費および発進加速性の双方に対して効果的となる。

【0054】また、エンジン回転数と騒音との関係としては、図11に示すように、エンジン回転数が高くなるほど騒音が増大する。従って、上記のように従来と比べて総減速比が小さくされて、最高出力での最高回転数が低くされると、それに伴って常用回転数も低くなるため、エンジンの静粛性が高められる。

【0055】さらに、このようにエンジンの最高回転数が低くなり、それに伴って過給機の最高回転数も低くなることにより、エンジンおよび過給機の信頼性も高められることとなる。

【0056】なお、エンジンの排気量は2000~2500cc程度が燃費および出力の面から好ましく、この程度でも高過給が行われることにより、無過給エンジンの3000cc程度に相当する出力が得られる。ちなみに、本発明のパワープラントの好ましい諸元の一例を次に示しておく。

【0057】変速機（自動変速機）

1速段ギヤ比：2.785

2速段ギヤ比：1.545

3速段ギヤ比：1.000

4速段ギヤ比：0.694

終減速比：3.805

排気量：2254cc

シリンダボア×ストローク：80.3mm×74.2mm

最高出力：220ps/5500rpm

最大トルク：30kgf・m/3500rpm

また、一般に知られている動力性能に関する関係式を次に示しておく。

【0058】（軸出力He）

【0059】

$$\text{【数1】 } H_e = \{ (P_e \cdot V_n \cdot N) / (4.5 \times 10^5) \} \cdot e$$

$$= T_e \cdot N / 716.2$$

$P_e$ ：平均有効圧力

$V_n$ ：総排気量

$N$ ：エンジン回転数

$e$ ：サイクル係数（例えば4サイクルの場合は0.5）  
（軸トルク $T_e$ ）

【0060】

【数2】

$$T_e = \{ (P_e \cdot V_n) / (200 \cdot \pi) \} \cdot e$$

$$= 716.2 \cdot H_e / N$$

（駆動力 $F$ ）

【0061】

$$\text{【数3】 } F = T_e \cdot i_j \cdot FGR \cdot \eta_j / r$$

$i_j$ ：変速機ギヤ比（ $j=1, 2, 3, \dots$ ）

$FGR$ ：終減速比

$\eta_j$ ：駆動力伝達効率（ $j=1, 2, 3, \dots$ ）

$r$ ：タイヤ有効半径

上記関係式に示すように、駆動力 $F$ には軸トルク、変速機ギヤ比、終減速比、駆動力伝達効率が関係するほかに、タイヤ有効半径も関係し、或る一定の駆動力を得るためには、タイヤ有効半径が小さければ軸トルクまたは終減速比を小さくし、タイヤ有効半径が大きくなれば軸トルクまたは終減速比を大きくすることを要する。

【0062】ただし、種々の乗用車に使用されているタイヤの有効半径を調べると、次の表のように、0.26~0.32m程度の範囲内にある。そして、タイヤ有効半径をこのような範囲内として、前記のようにエンジンの諸元および終減速比を設定することにより、必要な駆動力が得られて走行性能が確保される。

【0063】

【表1】

	乗用車タイヤサイズ			タイヤ半径 $R$ (cm)	有効半径 $r=0.96 \cdot R$ (cm)
	幅 (cm)	アスペクト比 (断面高さ/幅)	リム径 (インチ)		
最大	215	65	15	33.0	約32
最小	155	65	13	26.6	約26

【0064】

【発明の効果】以上のように本発明は、吸気弁を下死点後65°以上の遅閉じとしつつ高過給を行うことによりエンジントルクを高めつつ、変速機最高速段状態での動

力伝達装置終減速比を従来よりも小さい2.1~2.8の範囲とし、上記最高回転数を6000rpm以下に低くしていることにより、出力を確保し、発進加速性能等の走行性能を良好にしつつ、燃費を大幅に改善し、また

エンジンおよび過給機の信頼性を高め、さらに騒音を低減する等の効果をもたらすものである。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明の一実施例による機械式過給機付エンジンを備えたパワープラントの全体概略平面図である。

【図 2】 上記エンジンの概略断面図である。

【図 3】 吸気弁の開閉タイミングを示す説明図である。

【図 4】 吸気弁閉時期の定義に関する説明図である。

【図 5】 変速機最高速段状態での動力伝達装置の総減速比と必要トルクおよびエンジン回転数の関係および等馬力ラインを示すグラフである。

【図 6】 変速機最高速段状態での動力伝達装置の総減速比と燃費との関係についてのデータを示すグラフである。

【図 7】 変速機最高速段状態での動力伝達装置の総減速比と 100 km/h までの加速所要時間との関係についてのデータを示すグラフである。

【図 8】 図 6 および図 7 に示すデータを一括的に表したグラフである。

【図 9】 等燃費曲線を示す説明図である。

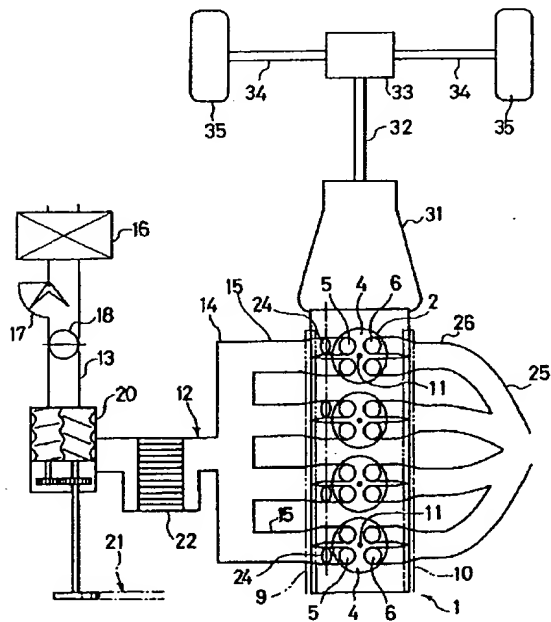
【図 10】 加速所要時間に関する説明図である。

【図 11】 エンジン回転数と騒音との関係を示すグラフである。

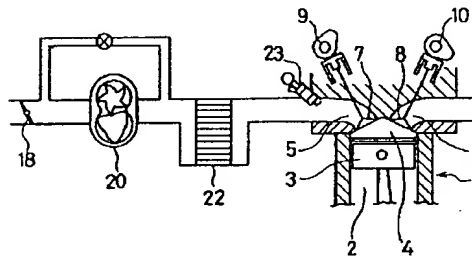
【符号の説明】

- 1 エンジン本体
- 2 気筒
- 5 吸気ポート
- 7 吸気弁
- 9, 10 カムシャフト
- 20 機械式過給機
- 22 インタークーラ
- 31 変速機
- 33 終減速装置

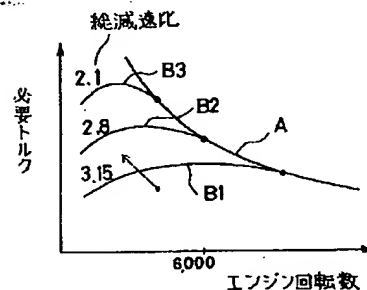
【図 1】



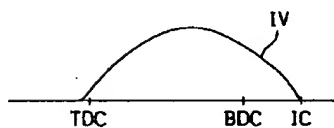
【図 2】



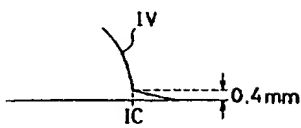
【図 5】



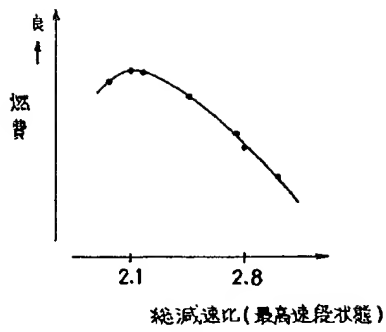
【図 3】



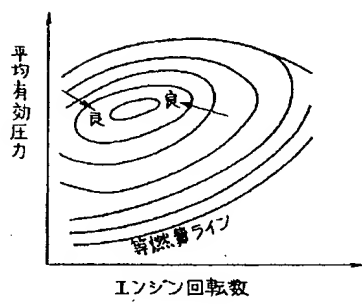
【図 4】



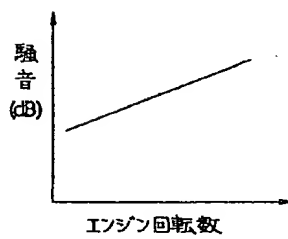
【図6】



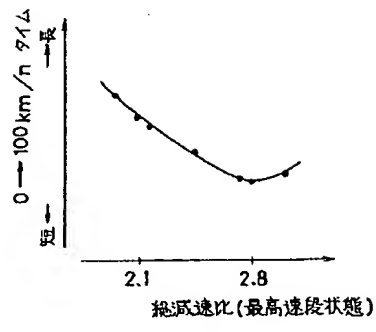
【図9】



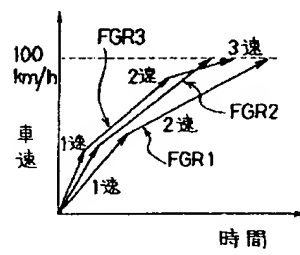
【図11】



【図7】



【図10】



【図8】

